

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problems Mailbox.**

(19) BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

(12) Offenlegungsschrift
(11) DE 3614158 A1

(21) Aktenzeichen: P 36 14 158.5
(22) Anmeldetag: 26. 4. 86
(23) Offenlegungstag: 29. 10. 87

(51) Int. Cl. 4:

F 16 F 15/12

F 16 D 3/14
F 16 D 13/64
F 16 H 45/02
B 60 K 17/06

DE 3614158 A1

(71) Anmelder:

Fichtel & Sachs AG, 8720 Schweinfurt, DE

(72) Erfinder:

Caspar, Manfred, Dipl.-Ing., 8721 Niederwerrn, DE;
Großpietsch, Wolfgang, Dipl.-Ing. (FH), 8720
Schweinfurt, DE; Hartig, Franz, Dipl.-Ing., 8721
Dittelbrunn, DE; Pieper, Norbert, Dipl.-Ing. (FH), 4540
Lengerich, DE; Raab, Harald, 8720 Schweinfurt, DE;
Schierling, Bernhard, Dipl.-Ing. (FH), 8702 Kürnach,
DE

(54) Torsionsschwingungsdämpfer mit schwimmend gelagerten Zwischenteilen

Die Erfindung bezieht sich auf einen Torsionsschwingungsdämpfer, bei welchem wenigstens zwei Sätze Schraubenfedern in Reihe angeordnet sind. Die zur Abstützung dieser beiden Schraubenfedersätze notwendigen Zwischenteile sind lediglich über ihre Fenster an den Schraubenfedern geführt, so daß unkontrollierbare Fremdreibung auf ein Mindestmaß abgesenkt werden kann.

DE 3614158 A1

Patentansprüche

1. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere zur Verwendung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs mit Brennkraftmaschine, bestehend aus wenigstens einem Ein- und einem Ausgangsteil sowie mindestens zwei Sätzen im wesentlichen am Umfang gleichmäßig verteilter Schraubenfedern, die in Reihe wirkend angeordnet sind, wobei die Fenster zur Aufnahme der Schraubenfedern im Ein- und Ausgangsteil jeweils so bemessen sind, daß die jeweils in Reihe geschalteten zwei Federn in Umfangsrichtung in einem Fenster angeordnet sind und ein Zwischenteil, an dem sich die einander zugerichteten Enden der Federn abstützen, vorgesehen ist, dadurch gekennzeichnet, daß das oder die Zwischenteil(e) (16, 17; 35, 36; 41, 42) frei schwimmend angeordnet ist bzw. sind und zumindest in radialer Richtung nur über die Schraubenfedern (12, 13) geführt wird bzw. werden.
2. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß vorzugsweise ein im wesentlichen zentrisch zum Schraubenfedernmittelpunkt angeordnetes Ein- oder Ausgangsteil (14, 15; 33, 34; 39, 40; 18; 43) sowie dazu beiderseits im Abstand je ein Zwischenteil (16, 17; 35, 36; 41, 42) vorgesehen ist, wobei beide Zwischenteile über Abstandselemente (25) untereinander fest verbunden und auf Abstand gehalten und gegenüber den Ein- bzw. Ausgangsteilen axial beabstandet sind.
3. Torsionsschwingungsdämpfer nach den Ansprüchen 1 und 2, welcher zwischen der primärseitigen und der sekundärseitigen Schwungmasse eines geteilten Schwungrades angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, daß das zentrische Ausgangsteil (43) über eine Rutschkupplung (48) radial innerhalb der Schraubenfedern (12, 13) mit der sekundärseitigen Schwungmasse (38) verbunden ist, die beiden Eingangsteile (39, 40) im Abstand voneinander radial außerhalb der Schraubenfedern (12, 13) mit der primärseitigen Schwungmasse (37) verbunden sind und zwischen dem Ausgangsteil (43) und den beiden Eingangsteilen (39, 40) je ein Zwischenteil (41, 42) angeordnet ist.
4. Torsionsschwingungsdämpfer nach den Ansprüchen 1 und 2, welcher am Kolben einer Überbrückungskupplung einer hydrodynamischen Kraftfahrzeug-Kraftübertragung angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, daß das zentrische Ausgangsteil (18) radial innerhalb der Schraubenfedern (12, 13) mit einer Verzahnung (21) zur Weiterleitung des Antriebsmomentes versehen ist und die beiden Eingangsteile (14, 15; 33, 34) beiderseits des Ausgangsteiles (18) verlaufen und radial außerhalb der Schraubenfedern (12, 13) miteinander verbunden und am Kolben (8) befestigt sind.
5. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Zwischenteile (16, 17) zwischen dem zentrischen Ausgangsteil (18) und den Eingangsteilen (14, 15) angeordnet sind.
6. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Zwischenteile (35, 36) auf den dem Ausgangsteil (18) abgewandten Außenseiten der Eingangsteile (33, 34) angeordnet sind.
7. Torsionsschwingungsdämpfer nach den Ansprüchen 3 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Zwi-

schenenteile (16, 17; 35, 36; 41, 42) in Achsrichtung gegenüber dem Ausgangsteil (18, 43) oder den Eingangsteilen (14, 15; 33, 34; 39, 40) durch Abstands-elemente (56, 57) mit niedrigem Reibungskoeffizienten fixiert sind.

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf einen Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere zur Verwendung im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs mit Brennkraftmaschine, bestehend aus wenigstens einem Ein- und einem Ausgangsteil sowie mindestens zwei Sätzen im wesentlichen gleichmäßig am Umfang verteilter Schraubenfedern, die in Reihe wirkend angeordnet sind, wobei die Fenster zur Aufnahme der Schraubenfedern im Ein- und Ausgangsteil jeweils so bemessen sind, daß die jeweils in Reihe geschalteten zwei Federn in Umfangsrichtung in einem Fenster angeordnet sind und wenigstens ein Zwischenteil, an dem sich die einander zugerichteten Enden der Federn abstützen, vorgesehen ist.

Ein Torsionsschwingungsdämpfer der obengenannten Bauart ist beispielsweise aus der US-PS 25 74 573 bekannt. Bei diesem bekannten Torsionsschwingungsdämpfer ist ein zentrisches Ausgangsteil vorgesehen, zu dessen beiden Seiten je ein Zwischenteil angeordnet ist, wobei beide Zwischenteile untereinander fest verbunden und auf Abstand gehalten sind und in radialer Richtung jeweils auf einem Bund des Ausgangsteiles geführt werden.

Es ist Aufgabe der vorliegenden Erfindung, bei Torsionsschwingungsdämpfern der obengenannten Bauart ein besseres Ansprechverhalten zu erzielen und die Fremdreibung auf ein notwendiges Mindestmaß zu reduzieren.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch das Kennzeichen des Hauptanspruches gelöst. — Durch die frei schwimmende Anordnung der Zwischenteile, wobei die Federn als alleinige Führung herangezogen werden, ist eine Absenkung unnötiger Reibung im gesamten System möglich. Dabei ist es noch nicht einmal unbedingt notwendig, eine exakte axiale Führung ebenfalls über die Federn vorzunehmen, da infolge der hochfrequenten Torsionsschwingungen die Zwischenteile ohne wesentliche Reibleistung gegenüber den Ein- bzw. Ausgangsteilen ihre Funktion verrichten. Da zumindest in den umfangsmäßigen Endbereichen der Federführungen in den Zwischenteilen eine Zentrierung an den Federn möglich ist, kann eine weitere Führung — wie sie im Stand der Technik vorgesehen ist — ersatzlos wegfallen.

Gemäß Anspruch 2 wird vorteilhafterweise ein symmetrischer Aufbau des Torsionsschwingungsdämpfers vorgeschlagen, wonach ein im wesentlichen zentrisch zum Schraubenfedernmittelpunkt angeordnetes Ein- oder Ausgangsteil sowie dazu beiderseits im Abstand je ein Zwischenteil vorgesehen ist, wobei diese Zwischenteile über Abstandselemente untereinander fest verbunden und auf Abstand gehalten und gegenüber den Ein- bzw. Ausgangsteilen axial beabstandet sind. Durch diese axiale Beabstandung kann von vornherein eine Berührung zwischen den Zwischenteilen und den Ein- bzw. Ausgangsteilen vermieden werden.

Gemäß den Unteransprüchen 3 und 4 kann ein solcher Torsionsschwingungsdämpfer — zusätzlich zur Anwendung in einer Kupplungsscheibe — sehr vorteilhaft in einem geteilten Schwungrad bzw. in der Überbrückungskupplung eines hydrodynamischen Drehmo-

momentwandlers angeordnet sein.

Weitere Vorteile ergeben sich aus den Unteransprüchen. So kann es beispielsweise vorteilhaft sein, die Zwischenteile gegenüber den Ein- oder Ausgangsteilen durch Abstandselemente mit niedrigem Reibungskoeffizienten zu fixieren. Eine solche Lösung kann sich dann anbieten, wenn — in Achsrichtung gesehen — sehr engte Raumverhältnisse herrschen.

Die Erfindung wird anschließend an Hand von Ausführungsbeispielen näher erläutert. Es zeigen im einzelnen:

Fig. 1 den Längsschnitt I-I durch einen Torsionsschwingungsdämpfer innerhalb eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers;

Fig. 2 den Schnitt II-II gem. Fig. 1;

Fig. 3 eine weitere Ausführungsform eines Torsionsschwingungsdämpfers für eine Überbrückungskupplung in einem hydrodynamischen Drehmomentwandler;

Fig. 4 die Prinzipdarstellung einer Anordnung gem. Fig. 3;

Fig. 5 die obere Hälfte eines Längsschnittes durch ein geteiltes Schwungrad mit schwimmend gelagerten Zwischenteilen;

Fig. 6 die Prinzipdarstellung gem. Fig. 5.

Die Fig. 1 und 2 zeigen die obere Hälfte eines Längsschnittes I-I bzw. II-II durch einen Torsionsschwingungsdämpfer, der in der Überbrückungskupplung eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers angeordnet ist. Wie insbesondere aus Fig. 1 ersichtlich, ist der Torsionsschwingungsdämpfer 1 am Kolben 8 der Überbrückungskupplung angebracht. Der hydrodynamische Drehmomentwandler ist nur teilweise dargestellt. Er besteht im vorliegenden Falle aus einem Gehäuse 5, welches mit der Kurbelwelle 4 einer Brennkraftmaschine fest verbunden ist. Das gesamte Gebilde ist um die Drehachse 11 drehbar gelagert. Am Gehäuse 5 sind die Schaufeln des Pumpenrades 6 fest angeordnet. Diesem gegenüber sind die Schaufeln des Turbinenrades 7 symmetrisch angeordnet. Das Turbinenrad 7 ist an einer Nabe 9, die über eine Innenverzahnung 10 auf einer nicht dargestellten Abtriebswelle drehfest angeordnet ist, befestigt. An dieser Nabe 9 ist ebenfalls ein Ring 22 mit einer Außenverzahnung 23, in welchen das Ausgangsteil 18 des Torsionsschwingungsdämpfers 1 mit seiner Innenverzahnung 21 drehfest eingreift, fest angeordnet. Der Torsionsschwingungsdämpfer 1 ist mit seinen beiden Eingangsteilen 14 und 15 über Niete 24 am Kolben 8 fest befestigt. Der Kolben 8 weist einen Reibbelag 20, der mit der Innenseite des Gehäuses 5 in Reibkontakt gebracht werden kann, auf.

Anschließend eine kurze Beschreibung des Gesamtkomplexes:

Zur Vermeidung von Schlupf zwischen Pumpenrad 6 und Turbinenrad 7 — zumindest bei höheren Geschwindigkeiten des Kraftfahrzeuges — wird die Überbrückungskupplung betätigt. Zu diesem Zwecke wird der Kolben 8 mit Druck beaufschlagt und sein Reibbelag 20 mit dem Gehäuse 5 derart in Kontakt gebracht, daß Gehäuse 5 und Kolben 8 als ein Teil mit gleicher Drehzahl umlaufen. Dadurch wird die Kraftübertragung von der Kurbelwelle 4 her über das Gehäuse 5, den Kolben 8 direkt auf den Torsionsschwingungsdämpfer 1 hergestellt und von diesem über den Ring 22 und die Nabe 9 auf die Getriebeeingangswelle fortgeführt. Der Torsionsschwingungsdämpfer 1 selbst besteht aus einem gegenüber den Torsionsfedern 13 zentrisch angeordneten Ausgangsteil 18, welches mit dem Ring 22 drehfest verbunden ist. Zu beiden Seiten und im Abstand zu

diesem Ausgangsteil 18 sind zwei Zwischenteile 16 und 17, die lediglich zur Drehmomentabstützung der Torsionsfedern 13 dienen und sich nur an diesen Torsionsfedern 13 zentrieren, angeordnet. Die spezielle Funktion dieser Zwischenteile wird in Verbindung mit Fig. 2 noch erläutert. Nach außen hin schließen sich an diese beiden Zwischenteile 16 und 17 die beiden Eingangsteile 14 und 15 an, welche radial außerhalb der Federnanordnung über Niete 24 mit dem Kolben 8 fest verbunden sind. Radial innerhalb der Schraubenfedern 13 und der Zwischenteile 16 und 17 sind zwischen den Eingangsteilen 14 und 15 und dem Ausgangsteil 18 Teile einer Reibeinrichtung 19 angeordnet. Die Anordnung der Schraubenfedern und der entsprechenden Fenster in den Eingangsteilen, im Ausgangsteil und in den Zwischenteilen geht insbesondere aus Fig. 2 hervor.

Fig. 2 zeigt den Schnitt II-II gem. Fig. 1. Aus der oberen Hälfte ist beispielsweise die Ausbildung der Fenster 26 und 27 im Zwischenteil 16 für die Schraubenfedern 12 und 13 ersichtlich. Die Federn selbst sind in dieser Darstellung weggelassen. Beide Zwischenteile 16 und 17 weisen Fenster 26 und 27 auf, die in Umfangsrichtung die Erstreckung der entsprechenden Schraubenfedern aufweisen. Dahingegen sind die Fenster 29 im Ausgangsteil 18 sowie die Fenster 28 in beiden Eingangsteilen 14 bzw. 15 in Umfangsrichtung so groß ausgeführt, daß je eine Schraubenfeder 12 bzw. 13 eines jeden Federnsatzes hintereinander angeordnet werden können. Die prinzipielle Funktion dieser Federeinrichtung ist nun folgende:

Bei einer Belastung über die Eingangsteile 14 und 15 beispielsweise entgegen dem Uhrzeigersinn in Fig. 2 erfolgt eine Beaufschlagung zuerst der Schraubenfedern 12, welche bei dieser Belastungsrichtung jeweils vorne liegend angeordnet sind. Sie übertragen das aufgenommene Drehmoment auf die Zwischenteile 16 und 17 und leiten dieses über die Schraubenfedern 13 auf das Ausgangsteil 18 weiter. Auf diese Weise erfolgt eine Hintereinanderschaltung der beiden Schraubenfedernsätze 12 und 13. Die Zwischenteile 16 und 17 fungieren hierbei lediglich als Drehmomentübertragungselement zur Übertragung des Drehmomentes vom einen Schraubenfedernsatz 12 auf den anderen Schraubenfedernsatz 13; ansonsten sind die beiden Zwischenteile zu keiner weiteren Funktion herangezogen. Sie sind untereinander über Abstandsniere 25 fest miteinander verbunden und auf Abstand gehalten. Sie weisen sowohl gegenüber dem Ausgangsteil 18 als auch gegenüber den Eingangsteilen 14 und 15 einen axialen Abstand auf. Durch ihre Führung lediglich an den Schraubenfedern 12 und 13 sind diese Zwischenteile während des Betriebes mit einer sehr geringen Eigenreibung versehen, da sie weder mit den Eingangsteilen noch mit dem Ausgangsteil in Berührung kommen. Somit kann eine unkontrollierte Reibung nicht auftreten. Die Reibungserzeugung ist lediglich Sache der Reibeinrichtung 19, welche für ihren Zweck exakt abgestimmt werden kann.

Aus Fig. 2 ist weiterhin noch ersichtlich, daß ein Endanschlag des Torsionsschwingungsdämpfers 1 dadurch bewerkstelligt ist, daß in den Eingangsteilen 14 und 15 radial außerhalb der Fenster für die Schraubenfedern Langlöcher 30, in die jeweils eine radial abstehende Nase 31 des Ausgangsteiles eingreift, angeordnet sind. Dieses Eingreifen ist dadurch möglich, daß entspr. Fig. 1 die beiden Eingangsteile in diesem Bereich axial gekröpft ausgeführt sind und so eine Überdeckung der Fenster bzw. Langlöcher 30 mit den Nasen 31 stattfindet.

Fig. 3 zeigt eine Variante zum Torsionsschwingungs-

dämpfer gemäß den Fig. 1 und 2. Der hier dargestellte Torsionsschwingungsdämpfer 2 ist ebenfalls im Kolben 8 einer Überbrückungskupplung eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers angeordnet. Er unterscheidet sich von der Ausführung gemäß den Fig. 1 und 2 dadurch, daß sein Aufbau in axialer Richtung anders gestaltet ist. Das Ausgangsteil 18 ist ebenfalls zentrisch zu den Schraubenfedern 13 angeordnet, es folgen jedoch in Achsrichtung auf dieses Ausgangsteil 18 die Eingangsteile 33 und 34 und nach außen hin schließen dann die Zwischenteile 35 und 36 an. Ein Einfluß auf die Wirkungsweise ergibt sich hieraus nicht. Es ist jedoch möglich, in radialer Richtung Platz einzusparen, da sich beispielsweise die Reibeinrichtung 19 zwischen dem Ausgangsteil 18 und den Eingangsteilen 33 und 34 sowie die inneren Bereiche der Zwischenteile 35 und 36 in Achsrichtung überdecken können. Die Zwischenteile 35 und 36 sind über Abstandsniete 25 fest miteinander verbunden und auf Abstand gehalten. Sie sind über ihre Fenster 26 bzw. 27 gegenüber den Federn 12 bzw. 13 geführt, so daß Fremdreibung weitestgehend vermieden ist. In Fig. 3 ist ein weiterer Unterschied gegenüber den Fig. 1 und 2 festzustellen, und zwar weisen die Zwischenteile 35 und 36 in ihren radial äußeren Bereichen axial abgewinkelte Nasen 32 auf, welche in Richtung auf die Eingangsteile 33 und 34 gerichtet sind und in die Langlöcher 30 eingreifen. Sie bilden gegenüber den Langlöchern 30 einen Verdrehwinkelanschlag, der nach einem vorgegebenen Weg der Zwischenteile 35 und 36 wirksam wird, wodurch an dieser Stelle in der Federkennlinie ein Knick erzeugt werden kann. Nach dem Anschlagen ist somit nur noch einer der beiden Schraubenfedernsätze im Eingriff und das bedeutet eine steilere Federkennlinie nach dem Anschlagvorgang. Damit ist es möglich, auch bei hintereinandergeschalteten Federn, welche eine relativ flache Federkennlinie erzeugen und einen relativ großen Verdrehwinkel ermöglichen, einen Anstieg der Federkennlinie zu verwirklichen. Die übrigen Bezugsziffern von Fig. 3 entsprechen denen der Fig. 1 und 2.

Fig. 4 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Torsionsschwingungsdämpfers 2 gem. Fig. 3 in einer Prinzipdarstellung. Die Eingangsteile 14 und 15 übertragen ihr Drehmoment auf den Satz Schraubenfedern 12, diese stützen sich an den Zwischenteilen 16 und 17 ab und diese leiten das Drehmoment über den Satz Schraubenfedern 13 auf das Ausgangsteil 18 weiter. Zwischen den Eingangsteilen und dem Ausgangsteil ist die Reibeinrichtung 19 wirksam. Ebenso ist zwischen den Eingangsteilen und dem Ausgangsteil ein Verdrehwinkelanschlag in Form der Langlöcher 30 und der Nasen 31 vorgesehen. Ferner ist hier die Anordnung der Nasen 32 an den Zwischenteilen gestrichelt wiedergegeben, welche mit geringerem Abstand gegenüber dem Langloch 30 wirksam werden. Somit ist der Verdrehwinkel, der durch die Nasen 32 und das Langloch 30 festgelegt ist, mit der relativ flachen Federkennlinie der beiden hintereinandergeschalteten Federsätze 12 und 13 gekennzeichnet, während anschließend bei weiterer Drehmomentbelastung nur noch einer der beiden Federnsätze zum Einsatz kommt, und zwar im vorliegenden Falle der Federnsatz 13. Dadurch ist in diesem Bereich eine steilere Federkennlinie realisierbar.

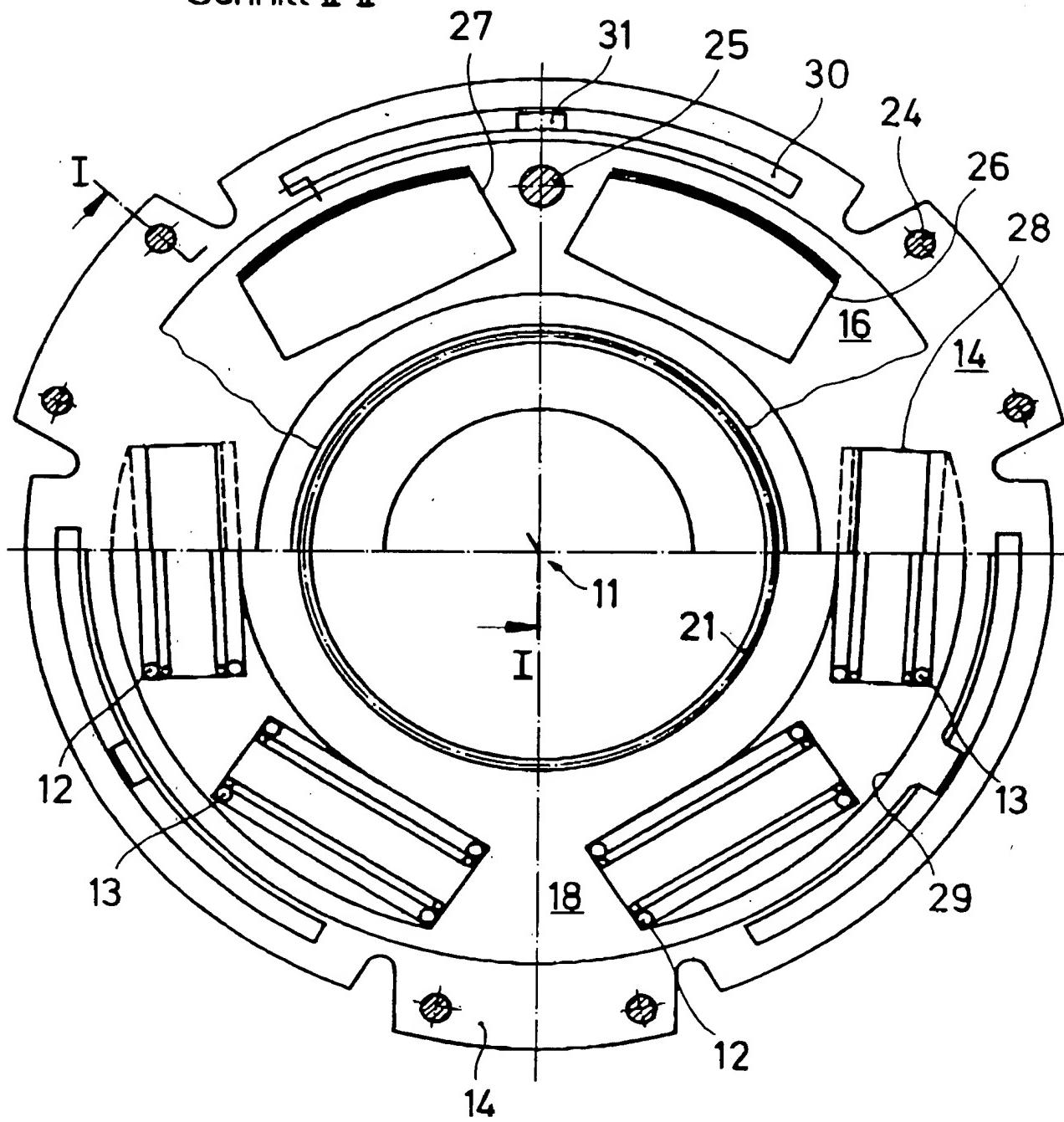
Fig. 5 zeigt einen Torsionsschwingungsdämpfer 3 innerhalb eines geteilten Schwunggrades. Die primärseitige Masse 37 ist zusammen mit den beiden Eingangsteilen 39 und 40 und dem Lagerträger 51 über die Befestigungsschrauben 46 fest an der Kurbelwelle 4 angeord-

net. Innerhalb der beiden Eingangsteile 39 und 40 sind die schwimmend an den Schraubenfedern 13 angeordneten Zwischenteile 41 und 42 angeordnet. Nach innen schließt sich dann das einzeln ausgeführte Ausgangsteil 43 an. Die Anordnung der Fenster in den Eingangsteilen, den Zwischenteilen und dem Ausgangsteil entspricht denjenigen der bisher beschriebenen Torsionsschwingungsdämpfer. Die sekundärseitige Masse 31 ist über Befestigungsschrauben 52 mit der Nabe 53 fest verbunden, welche über ein Lager 47 drehbar auf dem Lagerträger 51 angeordnet ist. Mit der sekundärseitigen Masse 38 ist eine Anfahr- und Schaltkupplung verbunden, die nicht dargestellt ist. Die Verbindung zwischen der primärseitigen Masse 37 und den beiden Eingangsteilen 39 und 40 erfolgt über Befestigungsschrauben 45, welche das massiver ausgeführte eine Eingangsteil 39 mit der primärseitigen Masse 37 verbinden. Die beiden Eingangsteile 39 und 40 sind untereinander über Abstandsniete 44 fest miteinander verbunden und auf Abstand gehalten. Das Ausgangsteil 43 ist radial innerhalb der Schraubenfedern über eine Rutschkupplung 48 mit der Nabe 53 reibschlüssig verbunden. Die Teile dieser Rutschkupplung werden in Achsrichtung durch Halteniete 55 fixiert. Im Bereich der Rutschkupplung 48 ist zwischen der Nabe 53 und dem Eingangsteil 39 eine Reibeinrichtung 49 angeordnet. Eine weitere Reibeinrichtung 50 befindet sich radial innerhalb der Halteniete 55 zwischen der Nabe 53 und ebenfalls dem Eingangsteil 39. Als Verdrehwinkelanschlag zwischen den Eingangsteilen 39 und 40 sowie dem Ausgangsteil 43 sind am Außenumfang des Ausgangsteiles Nasen 31 angeordnet, die mit den Abstandsnieten 44 zusammenwirken. Im vorliegenden Falle sind im Bereich radial außerhalb der Schraubenfedern zwischen den Zwischenteilen 41 und 42 und dem Ausgangsteil 43 Abstandsringe 56 und 57 angeordnet, welche aus einem Material mit niedrigem Reibungskoeffizienten bestehen. Diese Abstandsringe können dann zum Einsatz kommen, wenn infolge beengter Raumverhältnisse die axiale Beweglichkeit der Zwischenteile gezielt eingeschränkt werden soll. Somit erfolgt im vorliegenden Falle die Führung der Zwischenteile in radialer Richtung über die Schraubenfedern und in axialer Richtung über die Abstandsringe gegenüber dem Ausgangsteil.

Eine Prinzipdarstellung der Einrichtung gem. Fig. 5 ist in Fig. 6 gezeigt. Die beiden Sätze von Schraubenfedern 12 und 13 sind über die Zwischenteile 41 und 42 hintereinander angeordnet. Dabei sind zwischen den Eingangsteilen 39 und 40 sowie der sekundärseitigen Masse 38, die das Ausgangsteil der geteilten Schwungsmasse darstellt, Reibeinrichtungen 49 und 50 vorgesehen. Zwischen dem Ausgangsteil 43 des Torsionsschwingungsdämpfers 3 und der sekundärseitigen Masse 38 ist eine Rutschkupplung 48 vorgesehen. Dabei ist das Rutschmoment der Rutschkupplung 48 so eingestellt, daß es erst dann überwunden wird, wenn der Torsionsschwingungsdämpfer 3 durch die Nasen 31 und die Abstandsniete 44 überbrückt ist.

Ein Torsionsschwingungsdämpfer gemäß den drei Ausführungsbeispielen kann selbstverständlich auch in die Kupplungsscheibe einer Anfahr- und Schaltkupplung gemäß dem Stand der Technik eingebaut werden.

Fig. 2
Schnitt II-II



3614158

Fig. 3

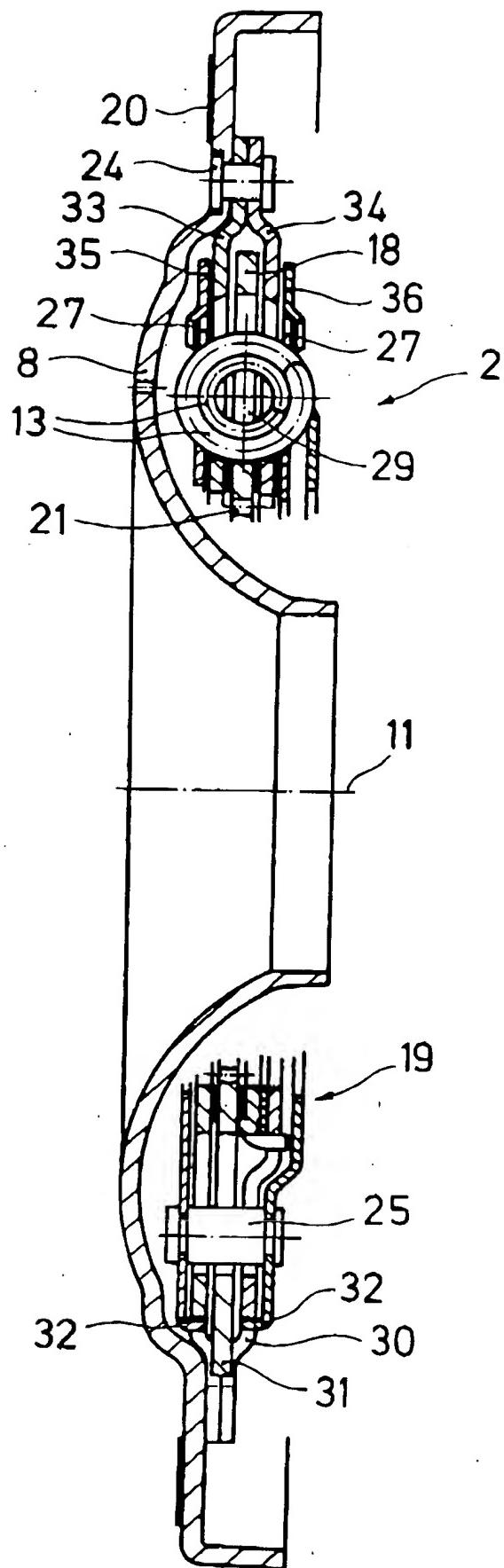


Fig. 1
Schnitt I-I

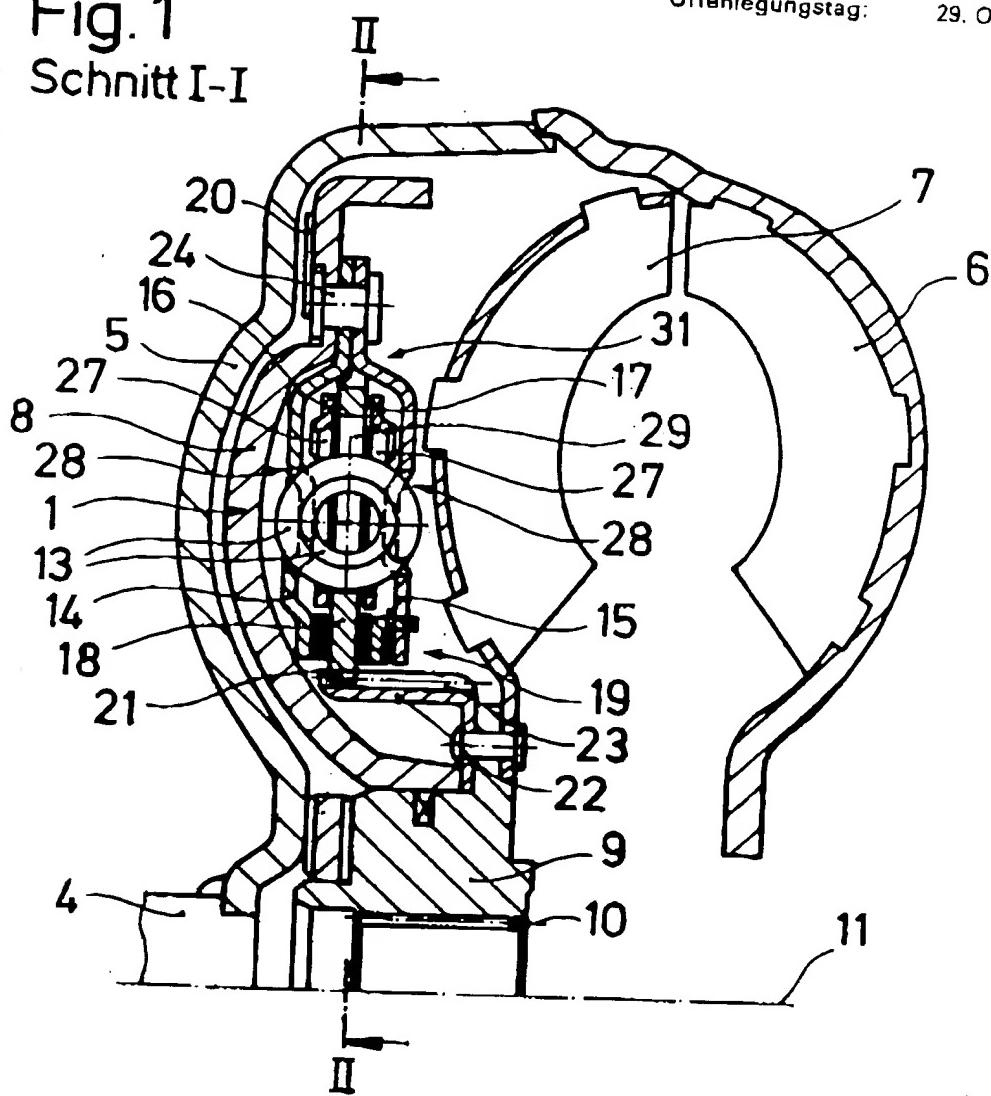
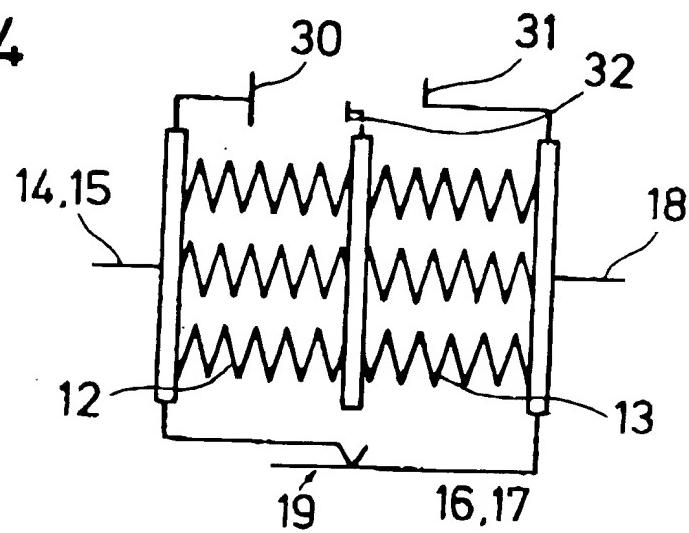


Fig. 4



3614158

Fig. 5

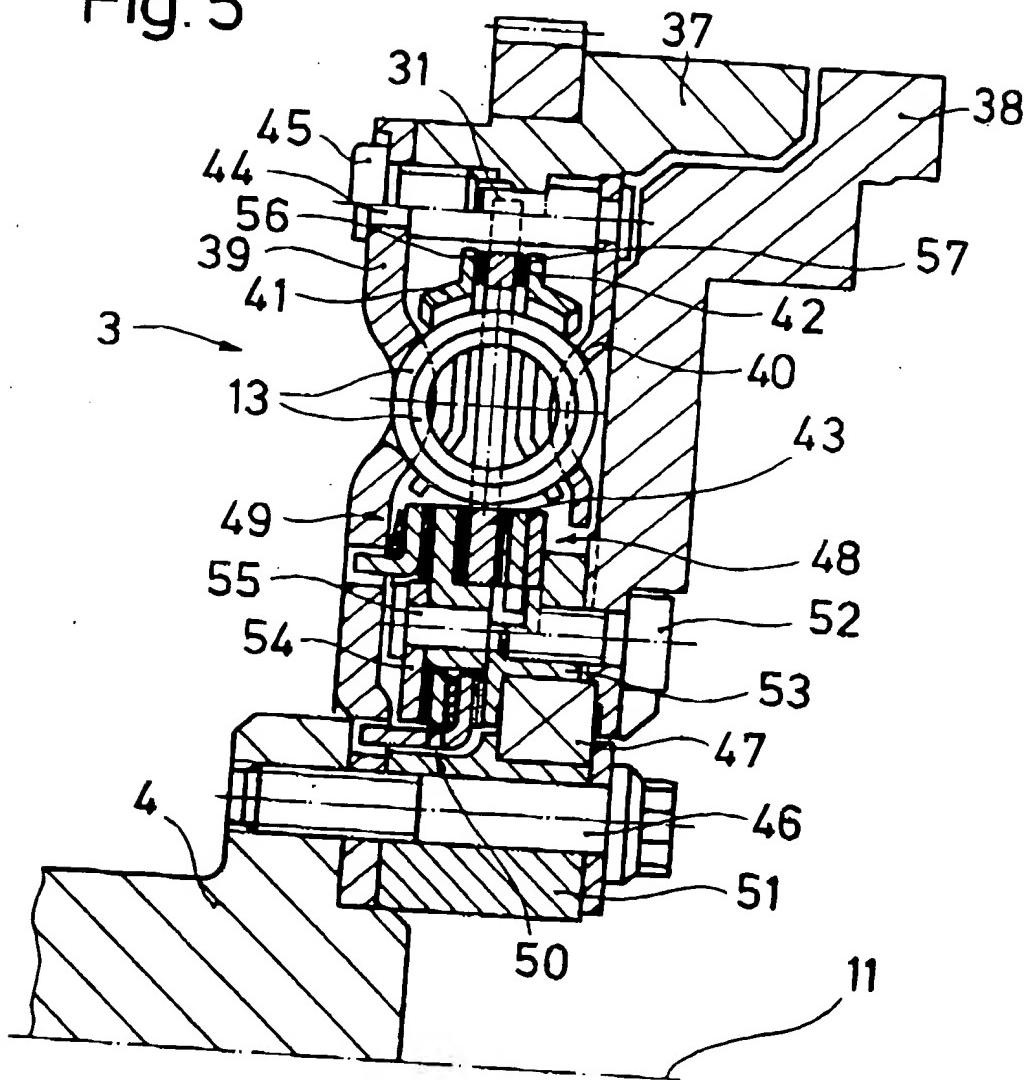


Fig. 6

